



(19) RU (11) 2 113 643 (13) C1
(51) Int. Cl. 6 F 16 H 1/06

RUSSIAN AGENCY
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: 93026087/28, 06.05.1993

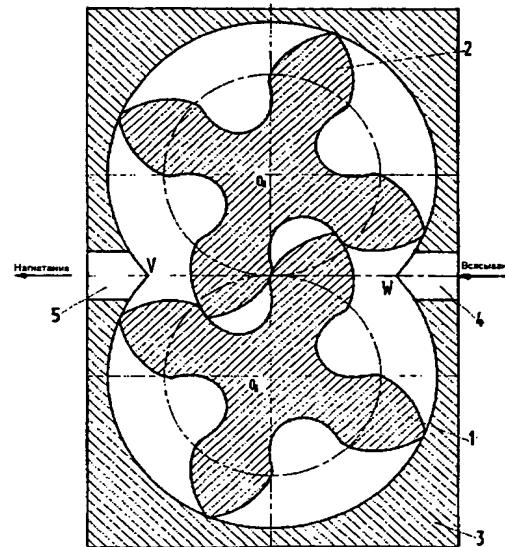
(46) Date of publication: 20.06.1998

(71) Applicant:
Aktionernoe obshchestvo gidravlicheskih
mashin "Livgidromash" im.60 letija Sojuza SSR
(72) Inventor: Rjazantsev V.M.
(73) Proprietor:
Aktionernoe obshchestvo gidravlicheskih
mashin "Livgidromash" im.60 letija Sojuza SSR

(54) CYCLOID-INVOLUTE GEARING

(57) Abstract:

FIELD: mechanical engineering.
SUBSTANCE: relatively engaging rotors of
gearing have their teeth relatively bending
around their profiles. Tooth head is formed
by three sections described, respectively,
by epicycloid, short epicycloid, and
involute. Tooth root is also formed by three
sections described, respectively, by
involute, hypocycloid, and long hypocycloid.
EFFECT: improved design. 2 dwg



Фиг. 1

R U 2 1 1 3 6 4 3 C 1

R U 2 1 1 3 6 4 3 C 1

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в зубчатых зацеплениях рабочих органов роторно-вращательных машин, гидродвигателей, компрессоров, счетчиков, а также силовых передачах.

Известно циклоидальное зубчатое зацепление рабочих органов объемной роторной машины с ведущим и ведомым роторами, установленными в корпусе, каждый из взаимоогибаемых профилей роторов которого имеет головку, очерченную эпициклоидой, ножку, образованную удлиненной эпициклоидой, очерченную точкой окружности вершин другого профиля, и сопряженные с ними боковые участки, очерченные эвольвентой.

Недостатком известного циклоидального зубчатого зацепления является его пониженная долговечность из-за того, что в точке А профиля ротора, лежащей на окружности вершин зубьев, кромка зuba получается достаточно острой. Это приводит к повышенному износу этого участка ротора, особенно при перекачивании жидкостей с большим содержанием механических частиц. Кроме того, точка А одного ротора скользит по довольно длинному участку удлиненной эпициклоиды ab другого ротора, при этом в точке контакта возникает значительное удельное давление, и из-за этого ускоренный износ зuba в точке А.

Кроме того, точка С - корень эвольвенты одного ротора скользит по укороченной эпициклоиде cd другого ротора. Это вызывает значительный износ точки С.

Целью изобретения является повышение долговечности зубчатого зацепления путем притупления кромок зубьев в точке A(d), а также уменьшение длины удлиненной эпициклоиды ab(DC) ножки зuba и уменьшение длины укороченной эпициклоиды cd(AB).

Поставленная цель достигается тем, что участок головки профиля, примыкающий к точке А, очерченный по укороченной эпициклоиде, заменяется частично участком AB, очерченным по обычной эпициклоиде, а в ножке профиля участок удлиненной эпициклоиды, примыкающий к корню эвольвенты (точке D) частично заменяется участком DC, очерченным по обычной гипоциклоиде. Причем введенные дополнительные участки обычных эпициклоид и гипоциклоид ведущего (ВЩ) и ведомого (ВМ) роторов взаимоогибаются, образующая их окружность имеет радиус r меньший, чем радиус центроиды R_w , т.е. модуль кривых $m = r/R_w$ меньше единицы (фиг. 2).

На фиг. 1 показан профиль зубчатого зацепления рабочих органов (образующие шестерни - торцевое сечение рабочих органов) роторно-вращательной машины в разрезе. Приведен пример четырехзубых образующих шестерен для относительной глубины нарезки $d_a/d_f = 3,2$, где $d_a(d_f)$ - диаметр окружности вершин (впадин) ротора. Угол зацепления эвольвента принят равным $\alpha_{tw} = 20^\circ$, модуль образующих окружностей 6 и 9 принят равным $m = 0,67$. Коэффициент торцевого перекрытия в этом случае равен $\varepsilon_t = 1,006$.

На фиг. 2 - схема контакта профиля ВЩ с профилем ВМ в торцевом сечении. Расчет и

чертеж выполнен на ПЭВМ "Apricot".

Профиль ABB_1DCC_1 зuba ведущего ротора 1 в торцевом сечении взаимоогибающийся с профилем cdd_1baa_1 зuba ведомого ротора 2. В общем случае роторы 1 и 2 различны, но для упрощения изложения идеи примем, что они идентичны, как это и принято в конструкциях двухвинтовых, шестеренных и коловоротных насосов. В нашем случае диаметр начальной окружности d_w равен: $d_w = d_a + d_f)/2$. Дополнительно введем понятие безразмерного диаметра вершин зубьев $E = d_a/d_f$.

Для профилирования взаимоогибаемых зубьев за основу берем их линию зацепления $MNLQRST$ (фиг. 2). Известно, что линию зацепления в виде дуг окружности, касающейся начальной окружности, имеют взаимоогибаемые эпициклоиды и гипоциклоиды, а линию зацепления в виде отрезка прямой имеют взаимоогибаемые эвольвенты. Принимая во внимание этот факт и назначая модуль m образующих окружностей 6 и 9, а также назначая угол зацепления α_{tw} (α_{tw} - угол между отрезком прямой LQ и прямой, перпендикулярной межосевой линии O_1O_2) получим линию зацепления $MNLQRST$. Из анализа линии зацепления следует, что угол зацепления α_{tw} можно получить в пределах

$$0 < d_{tw} < \arccos \left[\sqrt{(4-E^2)/3} \right].$$

а модуль можно назначить в пределах

$$0,5 < m < \frac{E^2 + \cos^2 \alpha_{tw}}{E^2 - \cos^2 \alpha_{tw}} - 2.$$

При данных величинах модуля и угла зацепления получается профиль, состоящий из пяти участков. Дуге MN окружности диаметра вершин d_a линии зацепления соответствует участок профиля CC_1 - удлиненная эпициклоида; дуге NK окружности радиуса $r = mR_w$, касающейся начальной окружности 7 - гипоциклоида CD; дуге KL основной окружности радиуса $R_w \cdot \cos \alpha_{tw}$ соответствует точка D (корень эвольвенты); отрезку прямой LQ - эвольвента DB₁, где точки L и Q - точки касания прямой, проходящей через полюс зацепления P под углом зацепления α_{tw} , с основными окружностями радиусами $R_w \cdot \cos \alpha_{tw}$ дуге QR основной окружности - укороченная эпициклоида B₁B; дуге RS окружности 6 радиуса r - эпициклоида BA; дуге ST окружности вершин зубьев - точка A.

Получается, что профиль головки ABB_1P состоит из трех участков: участок AB - эпициклоида; участок BB₁ - укороченная эпициклоида; участок B₁P - эвольвента. Профиль ножки PDC_1 состоит также из трех участков: участок PD - эвольвента; участок DC - гипоциклоида; участок CC₁ - удлиненная эпициклоида.

Уравнения взаимоогибаемых профилей зубьев роторов получаем, записывая уравнения линии зацепления в подвижных системах координат, связанных с этими роторами.

Можно получить уравнения профиля

проще, зная, что дугам окружностей линии зацепления соответствуют уравнения эпициклоид и гипоциклоид профилей. Подставляя в общие уравнения эпициклоид и гипоциклоид значения радиусов неподвижных и образующих (вычерчивающих) окружностей и, определяя границы участков по радиусам граничных точек участков линии зацепления, получаем уравнения участков профиля. Уравнения эвольвенты определяются по радиусу начальной окружности R_w и углу зацепления α_w .

Отметим, что большая относительная глубина нарезки роторов позволяет получить коэффициент торцового перекрытия $\epsilon_t > 1$ при малом количестве зубьев, т.е. трудоемкость изготовления роторов уменьшается.

Следует отметить, что предлагаемое зацепление обладает высокой нагруженной способностью, так как в начале и в конце линии зацепления профили в контакте находятся одновременно две точки: образующая точка $c(A)$ на окружности вершин одного профиля контактирует с удлиненной эпициклоидой ножки другого профиля $CC_1(aa_1)$, и точки эпициклоиды $cd(BA)$ контактируют с соответствующими точками гипоциклоиды $CD(ba)$, затем корень эвольвенты $D(b)$ одного профиля контактирует с укороченной эпициклоидой $dd_1(B_1B)$. Это снижает контактное напряжение между профилями зубьев, при этом по сравнению с прототипом на участках контакта эпициклоид $cd(BA)$ и гипоциклоид $CD(ba)$ контактное напряжение меньше из-за большего приведенного радиуса кривизны. В середине линии зацепления контакт профилей происходит в одной точке, но эта точка касания эвольвент, которые, как известно, нашли широкое применение в силовых передачах.

Рассматриваемые профили роторов полностью закрывают средние щели, так как линия зацепления непрерывно соединяют окружности впадин 10 и 11 (фиг. 2) обоих роторов, боковые щели между роторами и обоймой (корпусом) открыты, но незначительно, так как линия зацепления длинная и довольно близко подходит к точкам V и W (фиг. 1) пересечения отверстий в

обойме. Поэтому гидромашины с этими профилями роторов имеют высокий КПД, особенно зубчатые насосы, где боковые щели не влияют на герметичность зацепления.

Необходимо соблюдать условие равенства суммы радиусов центроид 7 и 8 межцентровому расстоянию и сумме радиуса окружности вершин зубьев одного ротора и радиуса окружности впадин зубьев другого. В общем случае радиусы центроид разные, т.е. роторы имеют разное число зубьев и радиусы образующих окружностей 9 и 6 разные, т.е. профили зубьев роторов разные. Для роторно-вращательных машин с двумя роторами выгодно применять одну и ту же геометрию ВЩ и ВМ, это позволяет применять для нарезки роторов один и тот же инструмент. Для того необходимо, чтобы радиусы центроид 7 и 8 были равны между собой и радиусы образующих окружностей 6 и 8 были также равны между собой, т.е. задаваемый модуль был одним и тем же при профилировании ВЩ и ВМ.

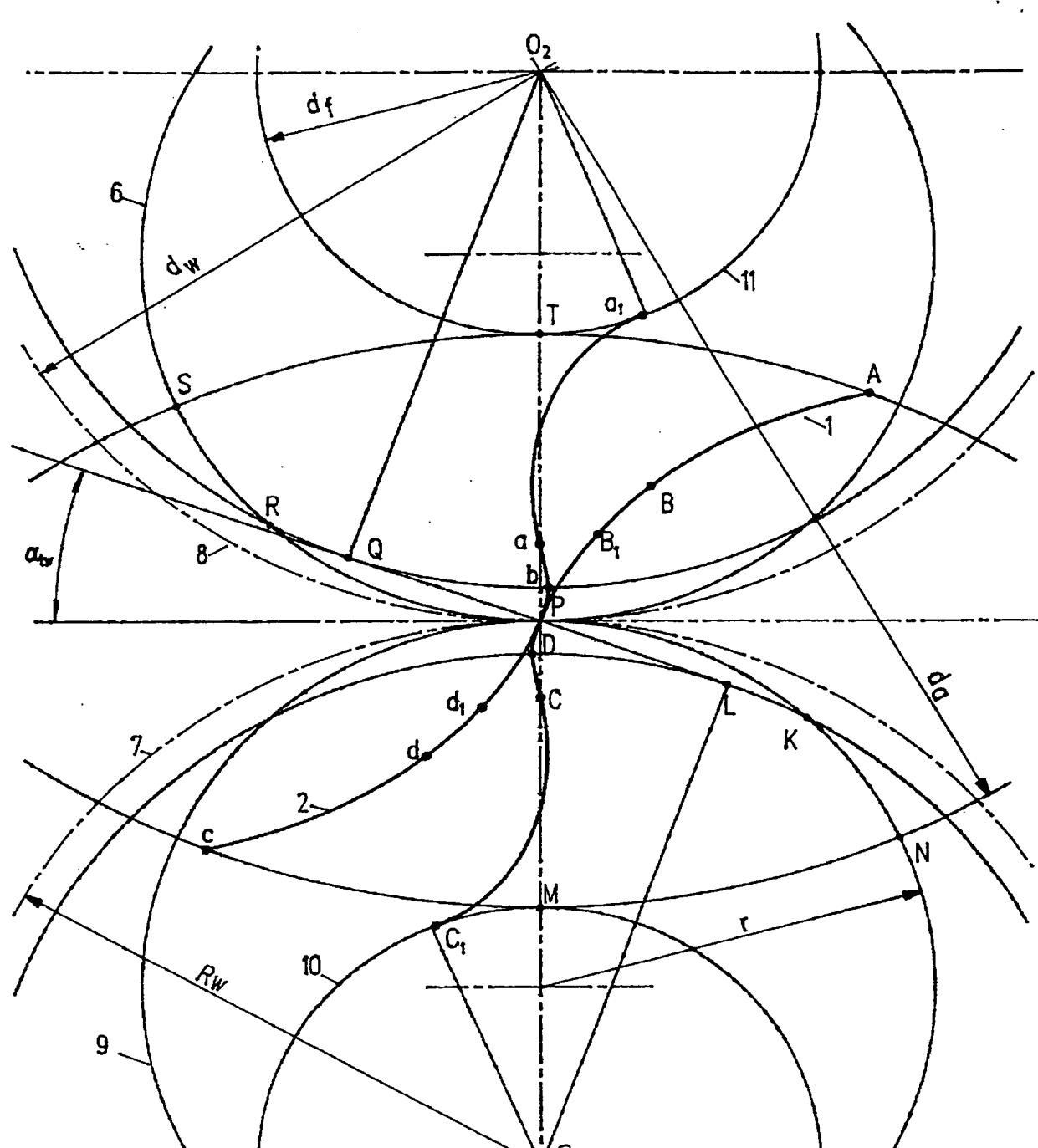
Роторно-вращательная машина работает следующим образом. При вращении роторов 1 и 2 объемы жидкости, заключенные между ними и корпусом 3 и ограниченные взаимоогибающимися профилями ABB_1DCC_1 и a_1abd_1dc , перемещаются из всасывающей камеры 4 в нагнетательную камеру 5.

Использование предлагаемого профиля при изготовлении цилиндрических зубчатых передач увеличивает их долговечность и повышает их нагруженную способность.

Формула изобретения:

Циклоидально-эвольвентное зубчатое зацепление, содержащее зацепляющиеся между собой зубчатые роторы с взаимоогибающимися профилями зубьев, имеющих головку, образованную тремя участками, из которых второй и третий участки очерчены соответственно укороченной эпициклоидой и эвольвентой, и ножку, также образованную тремя участками, из которых первый и третий участки очерчены соответственно эвольвентой и удлиненной эпициклоидой, отличающееся тем, что первый участок головки очерчен эпициклоидой, а второй участок ножки очерчен гипоциклоидой, взаимоогибающейся с эпициклоидой головки другого ротора.

РУ 2 1 1 3 6 4 3 С 1



Фиг.2

РУ 2 1 1 3 6 4 3 С 1